

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 02287057
PUBLICATION DATE : 27-11-90

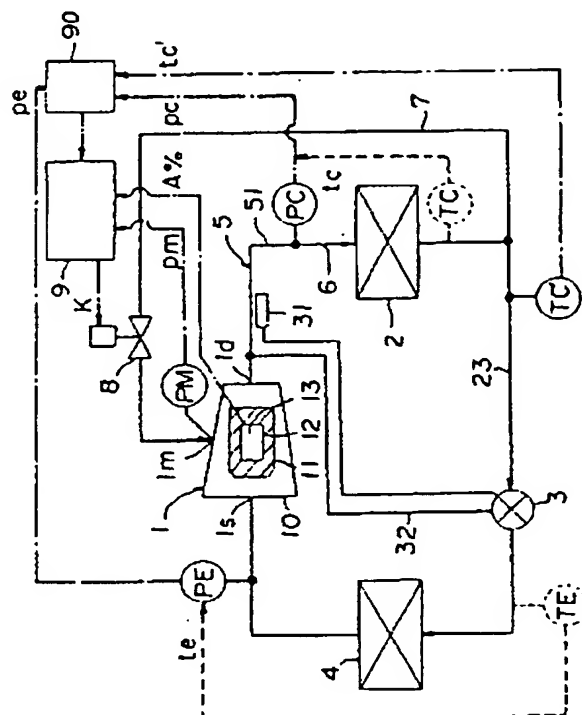
APPLICATION DATE : 26-04-89
APPLICATION NUMBER : 01106819

APPLICANT : DAIKIN IND LTD;

INVENTOR : NISHIO TOSHIO;

INT.CL. : F25B 1/00

TITLE : FREEZER DEVICE



ABSTRACT : PURPOSE: To avoid an excessively wet operation under low load conditions and improve the coefficient of heat penetration in evaporator by combining the constant control of degree of superheat of discharged gas by means of a temperature-dependent expansion valve and the flow rate control of injection refrigerant to the intermediate port.

CONSTITUTION: By controlling the degree of opening of a flow rate regulating valve 8 in accordance with the operating capacity of the compressor 1, liquid refrigerant corresponding to the operating capacity is introduced to the intermediate port 1m through an injection tube 7. The temperature-dependent tube 31 of a temperature-dependent expansion valve 3 and a pressure equalizing tube 32 are connected to the discharged gas tube 51 which connects the delivery port 1d of the compressor 1 to the condenser 2 so that the degree of superheat of discharged gas may be adjusted to a suitable degree of wetness. The liquid refrigerant and the gaseous refrigerant are then merged and discharged. As a result, even if the degree of superheat of discharged gas is maintained at the same level under low load conditions as under high load conditions, the exit refrigerant from the evaporator 4 can be maintained under highly wet condition, improving the coefficient of heat penetration in the evaporator 4.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平2-287057

⑬ Int. Cl.⁵

F 25 B 1/00

識別記号

3 1 1 D

庁内整理番号

7536-3L

⑭ 公開 平成2年(1990)11月27日

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全7頁)

⑮ 発明の名称 冷凍装置

⑯ 特 願 平1-106819

⑰ 出 願 平1(1989)4月26日

⑱ 発 明 者 増 田 深 大阪府摂津市西一津屋1番1号 ダイキン工業株式会社淀川製作所内

⑲ 発 明 者 西 尾 利 夫 大阪府摂津市西一津屋1番1号 ダイキン工業株式会社淀川製作所内

⑳ 出 願 人 ダイキン工業株式会社 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号 梅田センタービル

㉑ 代 理 人 弁理士 津田 直久

明 細 書

1. 発明の名称

冷凍装置

2. 特許請求の範囲

1) 能力制御可能とした回転式の圧縮機(1)と、凝縮器(2)、感温膨張弁(3)、及び蒸発器(4)とで冷凍サイクルを構成し、前記感温膨張弁(3)の感温部(31)を吐出ガス経路(5)に付設すると共に、前記感温膨張弁(3)の均圧管(32)を高圧配管(6)に接続して、吐出ガスの過熱度を一定に制御するようにした冷凍装置において、前記圧縮機(1)の中間圧力室に開口する中間ポート(1m)に、高圧配管(23)から延びるインジェクション管(7)を接続して、該インジェクション管(7)に流量制御弁(8)を介装すると共に、前記流量制御弁(8)の開度を前記圧縮機(1)の運転能力により制御する開度制御手段(9)を設けたことを特徴とする冷凍装置。

2) 蒸発温度、凝縮温度などの冷凍サイクルにおける運転状態を検出する検出手段を設けると共に、流量制御弁(8)の開度を、前記検出手段の検出値により補正する開度補正手段(90)を備えた請求項1記載の冷凍装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、スクリー圧縮機やスクロール圧縮機等のようにロータの回転運動により圧縮室の容積を変更し、その圧縮動作を行う回転式の圧縮機を備え、吐出ガスの過熱度を一定に制御して凝り運転を可能にした冷凍装置に関する。

(従来の技術)

一般に、上記回転式圧縮機と対比され、ピストンの往復運動により圧縮室の容積を変更する往復動式の圧縮機では、ピストン、シリンダ、ピストンリング、ロッド等往復運動される摺動部と、吐出弁機構とをもち、その構造上壊れ易い部分が多いため、放圧縮等による機械的損傷を回避する

ために、吸入ガスに適度な過熱度を付与して飽和ガスを吸入するようにしている。ところが、この場合、蒸発器では乾き運転になるため、伝熱管の熱負荷率が低下し、又、その伝熱面積を有効利用できず、蒸発器が大形化する問題がある。

これに対し、回転式の圧縮機は構造がシンプルなため、比較的液圧縮等に強く、吸入ガスが湿り気味であっても差し支えなく、むしろ、蒸発器での熱負荷率の向上等のため、積極的に湿り運転を行うことが得策である。こうしたことから、特公昭55-3823号公報に開示され、かつ、第7図に示すように、スクリュウ圧縮機(D)、凝縮器(C)、感温膨張弁(V)及び蒸発器(E)を備え、前記感温膨張弁(V)の感温筒(T)及び均圧管(P)を吐出ガス管(H)に付設又は接続して、第8図に示すように、吐出ガスの過熱度(α)を例えば25℃程度の一定値に制御することにより、蒸発器(E)の出口ガスを適度な湿り状態例えばその乾き度を0.8程度に保持して、

一定値に固定した前記過熱度(α)に制御するとすれば、蒸発器(E)の出口状態(s)は適度な湿り状態になってしまうのである。ちなみに、能力を30%に低下した場合には、その乾き度は0.3以下になってしまうのである。

従って、この過度の湿り運転により、圧縮機(D)に吸入するガスに多量の液分が含まれることになり、該圧縮機(D)の液移送動力が増加して動力損失を招いたり、許容しがたい液圧縮により機械的損傷を受けたり、更には潤滑油の粘度を低下させて潤滑性能を損なう等の問題が起こるのである。

本発明では、感温膨張弁による吐出ガスの過熱度一定制御と、中間圧力室へのインジェクション冷媒の流量制御とを組み合わせることにより、全負荷のみならず低負荷時にも適正な湿り運転を行い、広い運転範囲にわたり蒸発器での熱負荷率を向上し、かつ、伝熱面積を有効利用し得るようにした冷凍装置を提供することを目的とする。

前記蒸発器(E)を高い熱負荷率で使用すると共に、過熱度を得るための伝熱管長さを不要にしてその伝熱面積を有効利用し、蒸発器(E)を小形化できるようにしている。

(発明が解決しようとする課題)

以上のものでは、安価な感温膨張弁(V)を用い、過熱度を一定に制御することにより簡便に湿り運転が行えるが、通常、前記圧縮機(D)は、負荷に対応した適性な運転が行えるように、その能力を制御可能に構成するのが通例であるため、全負荷時に適正な湿り状態が得られても、低負荷に対応した低能力の運転を行う場合には、冷凍能力と該冷凍能力を免却するための動力との比率(能力/動力)の減少分を見込むことができず、適正な湿り状態を得ることができない問題が起こるのである。

すなわち、低能力運転時には、第8図の点線に示すように、能力に対する圧縮機動力が大きくなり、圧縮行程における圧力勾配が急峻になり、一

(課題を解決するための手段)

そこで本発明では、能力制御可能とした回転式の圧縮機(1)と、凝縮器(2)、感温膨張弁(3)、及び蒸発器(4)とで冷凍サイクルを構成し、前記感温膨張弁(3)の感温筒(31)を吐出ガス経路(5)に付設すると共に、前記感温膨張弁(3)の均圧管(32)を高圧配管(6)に接続して、吐出ガスの過熱度を一定に制御するようにした構成において、前記圧縮機(1)の中間圧力室に開口する中間ポート(1m)に、高圧液管(23)から延びるインジェクション管(7)を接続して、該インジェクション管(7)に流量制御弁(8)を介装すると共に、前記流量制御弁(8)の開度を前記圧縮機(1)の運転能力により制御する開度制御手段(9)を設けることにした。

この場合、より高精度な制御のために、蒸発器温度、凝縮器温度などの冷凍サイクルにおける運転状態を検出する検出手段を設けると共に、流量制

御弁(8)の弁開度を、前記検出手段の検出値により補正する弁開度補正手段(90)を設けることにした。

(作用)

圧縮機(1)の運転能力に応じて流量制御弁(8)の弁開度を制御することにより、インジェクション管(7)を介して、中間ポート(1m)には、運転能力に応じた液冷媒が導入される。これにより、中間ポート(1m)では、第2図に示すように、インジェクション管(7)からの導入冷媒(m)と、蒸発器(4)から吸入されて該中間ポート(1m)に至るガス冷媒(m')とが合流して、この合流した冷媒(n)が吐出されることになる。このため、低能力運転時に、吐出ガスの過熱度(α)を高能力運転と同じ値に制御していても、蒸発器(4)の出口冷媒(s)は過度な湿り状態に保持することが可能になる。

この場合、圧縮機(1)の運転能力だけでなく、蒸発温度、凝縮温度等の運転状態に応じて弁

ている。又、前記スクリーロータ(11)には、スライドバルブ(13)を付設し、該スライドバルブ(13)のスライド操作により、圧縮途中の中間圧縮流体を吸入口(1s)側にバイパスさせて低能力運転が行えるようにしている。この場合、スライドバルブ(13)のスライド位置に応じて能力値即ち部分負荷率(A%)が調節されることになる。

又、圧縮機(1)からの吐出ガス経路(5)となる前記吐出口(1d)と凝縮器(2)とを結ぶ吐出ガス管(51)には、感温膨張弁(3)の感温筒(31)を付設すると共に、同じく高圧配管(6)となる前記吐出ガス管(51)には、感温膨張弁(3)の均圧管(32)を接続して、吐出ガス(d)の過熱度(α)を、蒸発器(4)を出る低圧ガス(s)が例えばその乾き度が0.8程度の過度な湿り状態となるように、概ね20℃〜30℃の範囲内で選定した例えば25℃程度の一定の値に制御するようにしている。尚、前記

開度を補正することとすれば、中間ポート(1m)に導入する冷媒量をより適性に調節できるため、高精度な制御を行い得る。

(実施例)

第1図に示す冷凍装置は、スクリー圧縮機(1)の吐出側に、凝縮器(2)と、感温膨張弁(3)及び蒸発器(4)を順次冷媒配管を介して接続し、第2図に示すように、圧縮機(1)から吐出した高圧の吐出ガス(d)を凝縮器(2)で液化して高圧液(c)とし、続いて、感温膨張弁(3)で減圧して圧力(e)として、更に、蒸発器(4)で気化して低圧ガス(s)として再び圧縮機(1)に吸入する冷凍サイクルを構成したものである。

前記圧縮機(1)は、ドーム(10)内にスクリーロータ(11)を備え、吸入口(1s)から吸入する低圧ガスを前記ロータ(11)のスクリー溝(12)に於る圧縮室で圧縮し、高圧ガスとして吐出口(1d)から吐出するようにし

感温筒(31)は、吐出ガス温度を検出できればよいから、吐出ガス管(51)に付設する他、吐出口(1d)に至る圧縮機(1)内の内部通路に付設してもよい。

以上の構成で、スクリー溝(12)に於って形成される圧縮室であって、圧縮途中の中間圧力室に開口する中間ポート(1m)に、高圧配管(23)から延びるインジェクション管(7)を接続して、これに、電動弁等から成る流量制御弁(8)を介装し、この制御弁(8)の弁開度を圧縮機(1)の運転能力により制御する弁開度制御手段(9)を設ける。

前記弁開度制御手段(9)は、スライドバルブ(13)による部分負荷率(A%)に応じて、流量制御弁(8)の弁開度を調節し、中間ポート(1m)に導入する液冷媒量を調節するものであり、部分負荷率(A%)と、中間ポート(1m)に付設した圧力検出器(PM)の検出値(Pm)とを入力とし、全負荷運転時(A=100%)

は、その開度(K)を0にして前記制御弁(8)を最小開度に設定し、部分負荷運転時($A < 100\%$)は、その負荷率の減少につれ、つまり運転能力が低くなるに従い、その開度(K)を大きく調節するものである。

これにより、部分負荷運転時(低能力時)、流量制御弁(8)が開かれてインジェクション管(7)を介して、蒸発器(4)を循環しない液冷媒が中間ポート(1m)に導入され、蒸発器(4)での冷媒循環量(G)を減らせると共に、液冷媒が導入される中間ポート(1m)では、この導入される液冷媒(m)と、吸入口(1s)からスクリーン(12)に沿って中間ポート(1m)に至るガス冷媒(m')とが合流して、合流した冷媒(n)が吐出口(1d)に向けて圧縮されるから、吐出ガスの過熱度(α)は全負荷時と同じ値であっても、蒸発器(4)の出口冷媒(s)を適度な湿り状態に保持できるのである。

この場合、蒸発器(4)の冷媒循環量(G)

そして、上式②で得られる必要流量(G')と、中間圧力室への液移送に必要な差圧(ΔP)つまり、圧力検出器(PM)の検出値(P_m)と高圧液管(23)の圧力となる凝縮圧力(P_c)との差($\Delta P = P_c - P_m$)とによって、弁開度(K)を決めることとなる。すなわち、該弁開度(K)は次式④に示すように、上記流量(G')と差圧(ΔP)との関数として表される。

$$K = \text{func.} (G', \Delta P) \dots\dots ④$$

こうして決定される弁開度(K)は、冷凍能力(Q)の低下に伴い、蒸発器(4)に流通させる冷媒循環量(G)を減らし(上式①)、必要流量(G')を増やす必要があるため(上式②)、次第に増加させるのである。

従って、圧縮機(1)の運転能力つまりスライドバルブ(13)による部分負荷率(A%)に応じた開度制御を行うことにより、運転能力に拘わらず、蒸発器(4)の出口状態(s)を適度な湿りガスに保持できるのである。

と、冷凍能力(Q)との関係は、次式①で表される。

$$G = Q / (h_s - h_e) \dots\dots ①$$

ここに、 h_s は目標乾き度(例えば0.8)と蒸発温度(t_e)で決まる吸入エンタルピー、 h_e は凝縮温度(t_c)と凝縮器出口温度($t_{c'}$)とで決まる液エンタルピーである。

次に、中間ポート(1m)に導入すべき冷媒量(G')は、圧縮機(1)から吐出されるトータルの循環量(G_t)から上式①の循環量(G)を引いたものとなるから、次式②で表される。

$$G' = G_t - G \dots\dots ②$$

尚、トータルの循環量(G_t)は、冷凍能力(Q)と圧縮機動力(N)との関係で次式③の通り表される。

$$G_t = (Q + N) / (h_d - h_e) \dots\dots ③$$

ここに、 h_d は目標過熱度(α =例えば25℃)と凝縮温度(t_c)で決まる吐出エンタルピーである。

ところで、以上の関係式において、冷凍能力(Q)及び圧縮機動力(N)は、スライドバルブ(13)による部分負荷率(A%)に応じて変化するが、その他に、上記各エンタルピー(h_s)(h_e)(h_d)がそうであるように、蒸発温度(t_e)及び凝縮温度(t_c)に応じて変化する関数となる。更に、冷凍能力(Q)は、過冷却度($\Delta t = t_c - t_{c'}$)によっても変化する関数である。即ち、これら能力(Q)と動力(N)とは次式④⑤で表示される。

$$Q = \text{func.} (A\%, t_e, t_c, \Delta t) \dots\dots ④$$

$$N = \text{func.} (A\%, t_e, t_c) \dots\dots ⑤$$

従って、単に部分負荷率(A%)のみによって、弁開度(K)を一律に設定するよりも、これら各種運転条件により開度補正を行えば、一層きめ細かな制御が行えることになる。そこで、圧縮機(1)の運転能力による弁開度制御に対し、これら蒸発温度(t_e)、凝縮温度(t_c)等の冷凍サイクルにおける運転状態を検出する検出手段

を設けて、弁開度補正手段(90)により弁開度補正を行うようにする。

前記検出手段としては、蒸発温度(t_e)の換算に用いる蒸発圧力(P_e)を検出する蒸発圧力検出器(PE)、凝縮温度(t_c)の換算に用いる凝縮圧力(P_c)を検出する凝縮圧力検出器(PC)並びに、過冷却度(Δt)の演算に用いる凝縮器出口温度($t_{c'}$)を検出する温度検出器(TC')を設ける。

そして、各検出器(PE、PC、TC')の検出値を補正手段(90)に入力して、能力(Q)及び動力(N)、各エンタルピー(h_s 、 h_c 、 h_d)を求めるのである。但し、実際には、部分負荷率(A%)のみにより得た弁開度値に対して、後で補正を行うのではなく、部分負荷率と、前記検出値とが一体となって演算を行うのである。

これにより、上式④の弁開度(K)はシステム全体の運転状態により決定されることになるた

となり、弁開度(K)は小さくするのである。

更に第5図に示すように、凝縮圧力(P_c)と蒸発圧力(P_e)との比率、すなわち、圧力比($\gamma = P_c / P_e$)が大きいと、同じ能力(Q)を発揮するのにも動力(N)が多くなるためこれらの比率(Q / N)は減少することになるから、低能力運転となり、弁開度(K)は大きくするのであり、逆に、圧力比が小さいと弁開度(K)は小さくするのである。

又、第6図に示すように、過冷却度(Δt)が増加すると、動力(N)は変化しないが、能力(Q)が増大するため、効率の良い高能力運転となるから、弁開度(K)は小さくし、逆に、該過冷却度(Δt)が減少すると、弁開度(K)は大きくするのである。

なお、以上の実施例では、2つの圧力検出器(PC、PE)と一つの温度検出器(TC')とを用い、圧力検出値から温度換算を行うようにしたが、状態変化が小さい場合、第1図中点線で示

め、高精度な制御を行い得るのである。

この場合、第3図及び第4図に示すように、凝縮温度(t_c)が一定でも、蒸発温度(t_e)が増大すると、冷凍能力(Q)及び動力(N)の双方が増大するが、動力(N)の増大は緩慢で、その比率(Q / N)が増大することになるから、高能力運転と等価になり、蒸発器(4)への循環量を増やすべく、弁開度(K)は小さくするのである。逆に、凝縮温度(t_c)が一定のもと蒸発温度(t_e)が減少すれば、前記比率が減少するから、低能力運転となり、弁開度(K)は大きくするのである。

又、蒸発温度(t_e)が一定でも、凝縮温度(t_c)が増大すると、冷凍能力(Q)は減少し、動力(N)は増大して、その比率(Q / N)は減少することになるから、低能力運転となり、弁開度(K)は大きくするのである。逆に、蒸発温度(t_e)が一定のもと凝縮温度(t_c)が減少すれば、前記比率が増大するから、高能力運転

のように、膨張弁前液温度検出器(TC)で、凝縮圧力(P_c)、凝縮温度(t_c)及び凝縮器出口温度($t_{c'}$)の3点を代表でき、又、膨張弁出口温度検出器(TE)で、蒸発圧力(P_e)及び蒸発温度(t_e)の2点を代表できるため、これら2つの温度検出器(TC、TE)のみで簡単に制御することも可能である。

(発明の効果)

以上、本発明では、感温膨張弁(3)による吐出ガスの過熱度一定制御と、圧縮機(1)の運転能力による中間ポート(1m)へのインジェクション冷媒の流量制御とを組み合わせることにより、低負荷時の過度な溜り運転を回避でき、全負荷時と同様にこの低負荷時にも、蒸発器(4)の出口に適正な溜り状態を確保でき、広い運転範囲にわたり蒸発器(4)での熱質流量を向上し、かつ、伝熱面積を有効利用し得るのである。

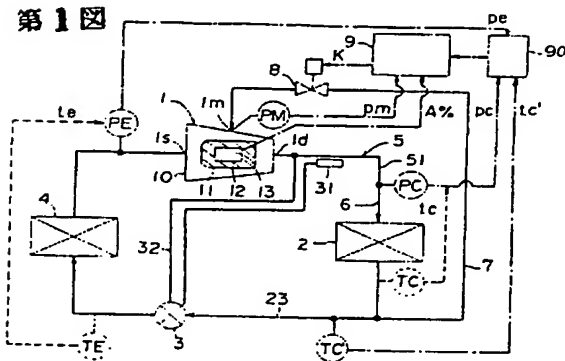
この場合、圧縮機(1)の運転能力だけでなく、蒸発温度、凝縮温度等の運転状態に応じて流

量制御弁(8)の開度を補正することとすれば、運転状態にマッチした高精度な制御が行えるのである。

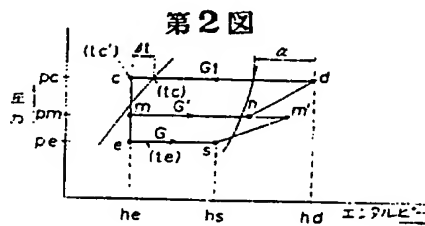
4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明冷凍装置の配管図、第2図は同作用を説明するモリエル線図、第3図は凝縮温度をパラメータとした蒸発温度と冷凍能力との関係図、第4図は凝縮温度をパラメータとした蒸発温度と動力との関係図、第5図は圧力比をパラメータとした能力と動力との関係図、第6図は過冷度と能力増加率との関係図、第7図は従来例の配管図、第8図は従来の問題を説明するモリエル線図である。

- (1) ……圧縮機
- (1 m) ……中間ポート
- (2) ……凝縮器
- (3) ……感温膨張弁
- (3 1) ……感温閥
- (3 2) ……均圧管



- 1: 圧縮機
- 1 m: 中間ポート
- 2: 凝縮器
- 3: 感温膨張弁
- 3 1: 感温閥
- 3 2: 均圧管
- 4: 蒸発器
- 5: 吐出方2通過
- 6: 高圧配管
- 7: インジェクション管
- 8: 流量制御弁
- 9: 弁開度制御手段
- 90: 弁開度補正手段
- 23: 高圧液管



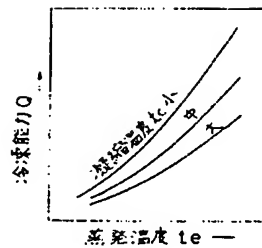
- (4) ……蒸発器
- (5) ……吐出ガス経路
- (6) ……高圧配管
- (7) ……インジェクション管
- (8) ……流量制御弁
- (9) ……弁開度制御手段
- (9 0) ……弁開度補正手段
- (2 3) ……高圧液管

出願人 ダイキン工業株式会社

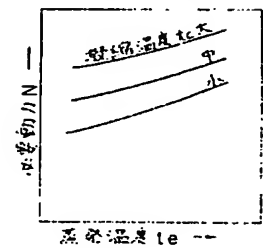
代理人 弁理士 津 田 直 久



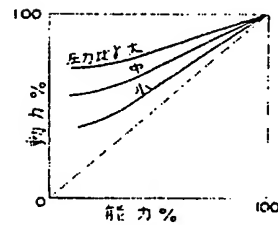
第3図



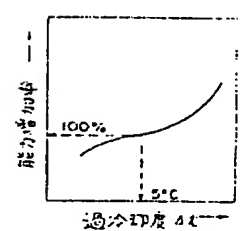
第4図



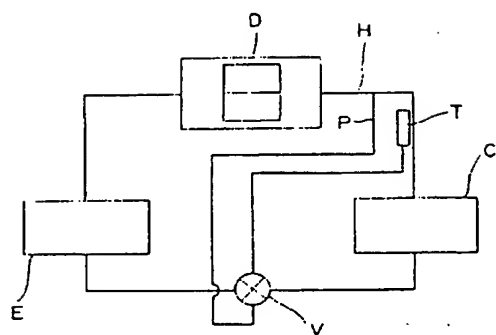
第5図



第6図



第7図



第8図

